

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

PAT-NO: JP02000018376A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2000018376 A

TITLE: SPEED CHANGE CONTROL DEVICE OF  
TOROIDAL CONTINUOUSLY  
VARIABLE TRANSMISSION

PUBN-DATE: January 18, 2000

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

OSHITARI, SHUNICHI

COUNTRY

N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

NISSAN MOTOR CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP10182036

APPL-DATE: June 29, 1998

INT-CL (IPC): F16H061/02, F16H015/38

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To make compact a hydraulic servo mechanism to a hydraulic cylinder driving a trunnion in order to roll the power roller of a toroidal transmission mechanism.

SOLUTION: When the feedback position of a feedback link 53 is in the highest position OFHI although the command position of an actuator 69 is in the lowest position OALO because of traction, etc., then a pump port 70 is communicated with a low side port 71 and a high side port 72 is communicated with a drain port 74 so that the transmission gear ratio of a toroidal

transmission  
mechanism is immediately changed to the lowest side at  
startup to secure  
starting acceleration properties. Also when the command  
position is in the  
highest position OAH1 and the feedback position in the  
lowest position OFLO,  
the pump port 70 is communicated with the low side port 71  
and the high side  
port 72 is communicated with the drain port 74 whereby the  
transmission gear  
ratio is fixed at the lowest side to urge occupants to  
recognize a system  
failure and to reduce the number of ports in a control  
valve 66 to shorten a  
spool.

COPYRIGHT: (C) 2000, JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-18376

(P2000-18376A)

(43) 公開日 平成12年1月18日 (2000.1.18)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テマコード* (参考)
F 1 6 H 61/02		F 1 6 H 61/02	3 J 0 5 1
15/38		15/38	3 J 0 5 2

審査請求 有 請求項の数 1 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平10-182036

(22) 出願日 平成10年6月29日 (1998.6.29)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 忍足 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(74) 代理人 100066980

弁理士 森 哲也 (外3名)

Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BB02 BD02 BE09

CA07 CB07 DA02 DA05 EA05

EB01 ED12 FA01

3J052 AA07 AA18 BB01 BB13 CA21

EA08 FB27 FB41 GC71 GC72

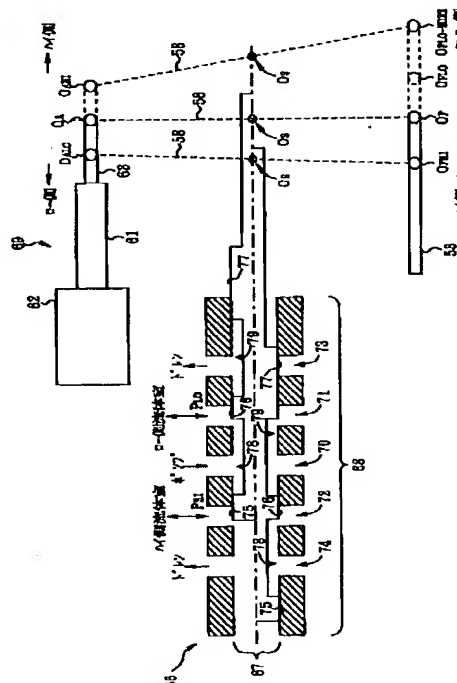
HA13 KA01 LA01

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機の変速制御装置

(57) 【要約】

【課題】トロイダル変速機構のパワーローラを傾転するために、トラニオンを駆動する流体圧シリンダへの流体圧のサーボ機構をコンパクト化する。

【解決手段】牽引等によってアクチュエータ69の指令位置が最ロー状態O<sub>ALO</sub>にあるのに、フィードバックリンク53のフィードバック位置が最ハイ状態O<sub>FHi</sub>にあるときには、ポンプポート70をロー側ポート71に連通し且つハイ側ポート72をドレンポート74に連通させることで、発進時にはトロイダル変速機構の変速比を即座に最ロー側に变化して発進加速性を確保すると共に、指令位置が最ハイ状態O<sub>FHi</sub>で且つフィードバック位置が最ロー状態O<sub>FLo</sub>にあるときにも、ポンプポート70をロー側ポート71に且つハイ側ポート72をドレンポート74に連通することで、変速比を最ロー側に固定して乗員にシステムの異常を認識させるようにし、制御弁66のポート数を減少し、スプールを短くする。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 対向する回転可能な入力ディスク及び出力ディスク間に配設される摩擦ローラと、この摩擦ローラを傾転可能に支持する支持機構と、前記摩擦ローラを傾転させるために前記支持機構を駆動する流体圧シリンダと、変速指令値に応じた指令位置に変位するアクチュエータと、少なくとも前記摩擦ローラの傾転状態に応じたフィードバック位置に変位するフィードバック機構と、前記アクチュエータ及び前記フィードバック機構を連結するリンク機構と、このリンク機構に連結されて前記流体圧シリンダへの流体圧を制御する流体圧制御弁とを備え、前記摩擦ローラが入力ディスク及び出力ディスク間に形成されるトロイド状の溝内で両ディスクと摩擦接触しながら傾転することで、入出力間の変速比を最大状態から最小状態まで無段階に変更することができるようにしたトロイダル型無段変速機の変速制御装置において、前記アクチュエータの指令位置が変速比最大状態で且つ前記フィードバック機構のフィードバック位置が変速比最小状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給し、且つ前記アクチュエータの指令位置が変速比最小状態で且つ前記フィードバック機構のフィードバック位置が変速比最大状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給する構成としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、トロイダル型無段変速機の変速制御装置に関し、特にアクチュエータの制御入力変位とフィードバック機構の制御出力変位とをリンク機構で連結し、更にこのリンク機構に流体圧制御弁を連結して、それらのリンク機構が均衡するように作動流体圧を制御するサーボ機構に好適なものである。

## 【0002】

【従来の技術】従来のトロイダル型無段変速機としては、例えば本出願人が先に提案した特開平10-148244号公報に記載されるものがある。このトロイダル型無段変速機は、同軸上に配設されて対をなす回転可能な入力ディスク及び出力ディスクの対向面間に形成されたトロイド状の溝内に、パワーローラと称する摩擦ローラを配設し、この摩擦ローラをトラニオンと称する支持機構で傾転可能に支持する。一方、この支持機構は、流体圧シリンダによって、例えば前記摩擦ローラの軸線方向と直交し且つ入出力ディスクの軸線方向と直交する方向に駆動される。ここで、例えば摩擦ローラの軸線と入出力ディスクの軸線とがずれると、摩擦ローラの回転方向と入力ディスクからの入力方向とにずれが生じ、そのずれの力の成分が摩擦ローラを傾転し、これにより両ディスクに摩擦接触している摩擦ローラと入力ディスクとの接触半径及び出力ディスクとの接触半径が変わるの

で、入出力間の変速比が変化する。なお、変速比は、所謂車両減速比で表すと、車両減速比の大きい状態がロー側であり、車両減速比の小さい状態がハイ側であるから、当該車両減速比の大きくなる方向がダウンシフトであり、車両減速比の小さくなる方向がアップシフトになる。

【0003】ここで、前記摩擦ローラを傾転させるために前記支持機構を駆動する流体圧シリンダは、流体圧制御弁によって流体圧の供給が制御される。また、前記摩擦ローラが変速指令値通りに傾転するためにサーボ機構が構成され、このサーボ機構によって流体圧制御弁が制御される。より具体的には、変速指令値に応じた指令位置に変位するステップモータ等のアクチュエータと、摩擦ローラの傾転状態に応じたフィードバック位置に変位するフィードバック機構とをリンク機構で連結し、このリンク機構に流体圧制御弁のスプールを接続する。ここで、例えば変速指令値が前記アップシフトに相当するものである場合には、まずその変速指令値に応じた指令位置にアクチュエータが変位する。このときには未だ摩擦ローラの傾転状態が変化しておらず、従ってフィードバック機構のフィードバック位置は、そのときの変速指令値よりも変速比の大きい状態であるから、リンク機構と流体圧制御弁との連結点の変位し、それに伴って流体圧制御弁のスプールが、変速比を小さくする側に摩擦ローラが傾転するように流体圧シリンダへの流体圧供給方向に変位する。これによって、流体圧シリンダが前記支持機構を駆動し、実際の摩擦ローラの傾転状態が変速指令値に応じた変速比を達成すると、当該摩擦ローラの傾転状態をフィードバックするフィードバック機構のフィードバック位置が当該変速指令値に相当する変位となり、これによって再びリンク機構と流体圧制御弁との連結点の変位し、それに伴って流体圧制御弁のスプールは、摩擦ローラが傾転しないように流体圧シリンダに流体圧を供給しない位置に変位する。

【0004】従って、この種のトロイダル型無段変速機では、入出力間の変速比を最大状態から最小状態まで無段階に変更することができる。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところで、前述したアクチュエータ、フィードバック機構、リンク機構及び流体圧制御弁で構成される所望変速比サーボ機構は、変速指令値に実際の変速比が追従することを前提としている。従って、例えば変速指令値が変速比最大状態であるのに、実際の変速比が最小状態であるとか、或いはその逆の状態であるようなときの対策が講じられていない。特に、このうち、変速指令値が最ロー状態であるのに、実際の変速比が最ハイ状態であるという状況は、入出力ディスク及び摩擦ローラが常時摩擦接触しているという構造上、システムが正常であっても、例えばエンジンが停止しているなどの前述のサーボ機構が機能しない状態

で、例えば車両を牽引したときに発生し得るものであるから、何らかの対策を講じる必要がある。

【0006】このような問題を解決するために、例えば前記流体圧制御弁とリンク機構との連結点の動きに着目し、リンク機構の作動範囲を機械的に規制することが考えられる。具体的には、通常の制御では、変速指令値に実際の変速比が即座に追従することから、特に前記流体圧制御弁とリンク機構との連結点の変位量は、他の連結点の変位量より小さいはずである。従って、この流体圧制御弁とリンク機構との連結点若しくはその近傍の変位量を機械的に規制すれば、前述のように変速指令値と実際の変速比とが大幅にずれるという状況を回避することができる。しかしながら、このようにリンク機構の動きを機械的に規制するためには、リンク機構そのものやそれを規制する部材の機械的強度を高める必要があり、実質的には各構成部材が大きくなって、レイアウト上の制約を受けてしまう。

【0007】本発明はこれらの諸問題に鑑みて開発されたものであり、通常の変速比制御では発生しないが、何らかの原因で発生するサーボ機構の作動状態に応じて、流体圧の供給を適切に設定することで、レイアウト上の制約等を受けることなく、サーボ機構の作動状態に応じた適切な対応を達成することができるトロイダル型無段変速機の変速制御装置を提供することを目的とするものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記諸問題を解決するために、本発明のトロイダル型無段変速機の変速制御装置は、対向する回転可能な入力ディスク及び出力ディスク間に配設される摩擦ローラと、この摩擦ローラを傾転可能に支持する支持機構と、前記摩擦ローラを傾転させるために前記支持機構を駆動する流体圧シリンダと、変速指令値に応じた指令位置に変位するアクチュエータと、少なくとも前記摩擦ローラの傾転状態に応じたフィードバック位置に変位するフィードバック機構と、前記アクチュエータ及び前記フィードバック機構を連結するリンク機構と、このリンク機構に連結されて前記流体圧シリンダへの流体圧を制御する流体圧制御弁とを備え、前記摩擦ローラが入力ディスク及び出力ディスク間に形成されるトロイダル状の溝内で両ディスクと摩擦接触しながら傾転することで、入出力間の変速比を最大状態から最小状態まで無段階に変更することができるようにしたトロイダル型無段変速機の変速制御装置において、前記アクチュエータの指令位置が変速比最大状態で且つ前記フィードバック機構のフィードバック位置が変速比最小状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給し、且つ前記アクチュエータの指令位置が変速比最小状態で且つ前記フィードバック機構のフィードバック位置が変速比最大状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供

給する構成としたことを特徴とするものである。

【0009】本発明は、前記アクチュエータ、フィードバック機構、リンク機構及び流体圧制御弁で構成されるサーボ機構の通常変速比制御では現れない作動状態に対して流体圧の供給方向を適切に設定することで前記課題の解決を達成可能とする。このうち、前記アクチュエータの指令位置が変速比最大状態、つまり最ロー側で且つ前記フィードバック機構のフィードバック位置が変速比最小状態、つまり最ハイ側である状態は、入出力ディスク及び摩擦ローラが常時摩擦接触しているという構造上、システムが正常であっても、例えばエンジンが停止しているなどの前述のサーボ機構が機能しない状態で、例えば車両を牽引したときに発生し得るものであり、そのようなときには変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給し、再び制御可能な状況とする。一方、前記アクチュエータの指令位置が変速比最小状態で且つ前記フィードバック機構のフィードバック位置が変速比最大状態である状況は、例えば摩擦ローラの傾転状態を制御するための流体圧シリンダへの流体圧が低下して、システムが所望する出力を得られない異常時に発生するものであり、そのようなときにも変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給して最ロー状態を維持することで、乗員に異常の発生を認識させる。また、このようなサーボ機構の二つの異なる作動状態で、共に変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給する構成としたために、例えば前記流体圧制御弁のポート数を減少したり、それに伴ってスプールに形成されるグループの数を減少したりすることができ、これにより流体圧制御弁をコンパクトにすることができるので、レイアウト上の制約を受けにくい。

【0010】

【発明の効果】而して、本発明のトロイダル型無段変速機の変速制御装置によれば、アクチュエータの指令位置が変速比最大状態で且つフィードバック機構のフィードバック位置が変速比最小状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給し、且つアクチュエータの指令位置が変速比最小状態で且つフィードバック機構のフィードバック位置が変速比最大状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給する構成としたために、例えば車両を牽引したときに発生し得るリンク機構の作動状態を制御可能な状態に復帰したり、異常時に発生するリンク機構の作動状態を変化させないことで乗員に異常の発生を認識させたりすることができ、また流体圧制御弁をコンパクトにすることができるので、レイアウト上の制約を受けにくい。

【0011】

【発明の実施の形態】以下、本発明のトロイダル型無段変速機の変速制御装置の一実施形態を添付図面に基づいて説明する。

【0012】まず、本実施形態のトロイダル型無段変速機の概略構成について、図1を用いて、入力側から出力側の順に簡潔に説明する。図示されない発動機であるエンジンの回転力は、ミッションケース1内のトルクコンバータ4を介して入力軸2に入力される。この入力軸2の図示右方には、前記CVTシャフトと呼ばれる回転軸3が同軸に配設されている。前記入力軸2にはオイルポンプ5が取付けられており、そのオイルポンプ5の図示右方には、遊星歯車機構8の固定要素切換えによって回転軸3への入力回転方向を切換えるための前進クラッチ機構6及び後進ブレーキ機構7を備えた前後進切換機構9が配設されている。また、前記回転軸3には、トロイダル状の二つのキャビティ、つまり溝部を構成する第1及び第2トロイダル変速機構10、11が互いに軸方向に離間して配設されている。

【0013】前記入力軸2及び回転軸3間には、前記入力軸2にニードルベアリング12を介して回転自在に支持されて前記前後進切換機構9の遊星歯車機構8を構成するサンギヤ13と、このサンギヤ13に形成されている爪部13aに係合し且つ回転軸3に回転自在に支持されたローディングカム14と、このローディングカム14に係合ローラ15を介して連結され且つ回転軸3にボールスプライン16を介して支持された入力ディスク17とが介装されている。また、前記係合ローラ15は保持器41で回転自在に保持されている。従って、前記入力軸2に伝達されたエンジンからの回転力は、前後進切換機構9を介してサンギヤ13の爪部13aからローディングカム14、係合ローラ15、入力ディスク17及びボールスプライン16を順次経由して回転軸13に伝達されるようになっている。

【0014】また、係合ローラ15がこれらのカム面のリードに沿って移動することで入力トルクに比例した軸線方向への推力、つまりスラスト力を発生するようになっている。また、前記入力カムであるローディングカム14と出力カムである入力ディスク17との間には、両者を離反させる方向に力を作用させ、予圧を付与するための皿バネ42が介装されている。また、このローディングカム14と入力ディスク17との間に所定の油圧を供給することで、前記軸線方向への推力を調整できるようにもなっている。なお、前記ローディングカム14は、ボールベアリング44によって回転軸3に回転可能に支持されている。

【0015】説明の便宜上、第1及び第2トロイダル変速機構10、11から先に説明すると、第1トロイダル変速機構10は、係合ローラ15から離間する側の面にトロイド面17aが形成される上述の入力ディスク17と、この入力ディスク17の対向面にトロイド面18aが形成され、二つのトロイド面で第1のキャビティを構成する、回転軸3に回転自在に支持される出力ディスク18と、前記入力ディスク17のトロイド面17aと出

力ディスク18のトロイド面18aとで構成される溝部に対して傾転可能に接触するパワーローラ（摩擦ローラ）29とを備えている。前記パワーローラ29は、トラニオンと称される後述の支持機構によって傾転可能に支持されており、このトラニオンを後述する流体圧シリンダで操作することにより、当該パワーローラ29と入力ディスク17及び出力ディスク18との夫々の径方向の接触位置を変え、入力ディスク17と出力ディスク18との間の変速比を連続的に変化させることができるようになっている。

【0016】また、前記第2トロイダル変速機構11は、前記第1トロイダル変速機構10と同様に入力ディスク19、出力ディスク20、パワーローラ（摩擦ローラ）30、支持機構及び流体圧駆動装置を有するが、回転軸3にボールスプライン21を介して外嵌されている入力ディスク19が、前記第1トロイダル変速機構10から遠い側に配置されると共に、出力ディスク20は第1トロイダル変速機構10に近い側に配置されている。つまり、第1トロイダル変速機構10と第2トロイダル変速機構11とは、図面上で線対称となるように構成されている。また、第1トロイダル変速機構10の出力ディスク18と回転軸3の間にはコ軸受38が、第2トロイダル変速機構11の出力ディスク20と回転軸3の間にはコ軸受39が夫々介装されている。

【0017】互いに対向する前記出力ディスク18、20の背面の間には出力ギヤ22が配設されており、この出力ギヤ22の中心部両端から軸線方向に突設された筒軸部18b、20bが、各出力ディスク18、20の内部でそれらとスプライン結合されている。また、出力ギヤ22は、トランスミッションケース1の内周壁に固着されたギヤハウジング23に軸受24を介して回転自在に支持されている。また、出力ギヤ22はカウンターギヤ25に噛合しており、このカウンターギヤ25は前記ギヤハウジング23に軸受26を介して回転自在に支持されている。また、カウンターギヤ25の中心部にはカウンターシャフト27の一端がスプライン結合されており、このカウンターシャフト27の他端は軸受28を介してトランスミッションケース1に回転自在に支持されていることから、両者は一体に回転するようになっている。従って、前記回転軸3に伝達されたエンジンからの回転力は、前記第1及び第2トロイダル変速機構10、11の入力ディスク17、19に分散され、前述したパワーローラ29、30の傾転動作による所定の変速比で各トロイダル変速機構10、11の出力ディスク18、20に伝達された後、この出力ギヤ22で合成され、カウンターギヤ25、カウンターシャフト27及びギヤ列28を順次経由して出力軸33に伝達される。なお、前記第2トロイダル変速機構11の入力ディスク19の背面には皿バネ43が介装されており、その出力側に螺合したナット40の締付けトルクを調整することで、前記

皿バネ42との間で発生するスラスト力の予圧状態を調整することができるようになっている。

【0018】次に、前記パワーローラ29、30の支持機構並びに流体圧シリンダについて図2を用いて説明する。前記第1及び第2トロイダル変速機構10、11の入力ディスク17、19と出力ディスク18、20との間に挟持されるパワーローラ29、30は、前記回転軸3を挟んで所定の間隔に立設された一対のトラニオン（図では一方のみを表示している）45に基端を支持された偏心軸46によって回転自在に支持される。この偏心軸46は、パワーローラ29、30の回転中心軸と、トラニオン45との基端支持軸とがずれているので、当該パワーローラ29、30の傾転状態が変化に伴って、図示上下方向、即ち図中のZ軸方向にパワーローラ29、30が変位するようになっている。

【0019】前記トラニオン45の図示下方に延設され且つ前記パワーローラ29、30の傾転中心軸を構成する軸部47は、流体圧シリンダ48のピストン49に接続される。また、このトラニオン45は、図示されないアップリンク装置やロワリンク装置によって、前記軸部47を回転中心として回転自在に且つ当該軸部47の軸線方向に変位可能に支持されている。従って、前記流体圧シリンダ48のピストン49で図示上下に画成された流体室50、51への流体圧を調整すると、当該ピストン49の図示上下方向への移動に伴ってパワーローラ29、30をトラニオン45ごと図示上下方向、即ち前記Z方向に変位させる。このとき、例えばパワーローラ29、30の軸線と入力ディスク17、19の軸線とがずれると、パワーローラ29、30の回転方向と入力ディスク17、19からの入力方向とにずれが生じ、このずれの力の成分がパワーローラ29、30を前記軸部47を中心として傾転させ、これによりパワーローラ29、30と入力ディスク17、19及び出力ディスク18、20との接触半径が変化し、入出力間の変速比が変化する。

【0020】このパワーローラ29、30の傾転方向やトラニオン45の変位方向は、前記回転軸3を挟む一対のパワーローラ29、30間で全く逆方向となり、そのバランスを前記アップリンク装置やロワリンク装置でとるのであるが、ここでは前記流体圧シリンダ48のピストン49で画成された図示上方の流体室を、変速比を小さくする側へのハイ側流体室50とし、図示下方の流体室を、変速比を大きくする側へのロー側流体室51とし、夫々への流路への流体圧をハイ側流体圧 $P_{Hi}$ 及びロー側流体圧 $P_{Lo}$ と称する。

【0021】また、前記パワーローラ29、30の傾転中心となり且つそれと同様に回転するトラニオン45の軸部47下端には、当該軸部47自体の回転状態、つまりパワーローラ29、30の傾転状態をフィードバックリンク53に伝達するためのプリセカム52が設けら

れている。このプリセカム52の側面には傾斜した案内溝54が形成されており、この案内溝54内にL字状のフィードバックリンク53の水平腕部53hの端部に設けられた係合部材55が、図示されない押圧部材によって押付けられている。前記フィードバックリンク53は、L字状の中間屈曲部分が揺動軸56によって揺動自在に支持され、L字状垂直腕部53vの端部にはボール57が取付けられている。前記プリセカム52は、前記パワーローラ29、30の傾転状態に応じて、トラニオン45の軸部47と共に回転するから、それに形成されている傾斜した案内溝54とフィードバックリンク53の係合部材55との接触位置は、図示上下方向に変位する。実質的には、前述のようにパワーローラ及び軸部47を含むトラニオン45は、前記流体圧シリンダ48によっても前記Z軸方向に変位するので、フィードバックリンク53の係合部材55は、パワーローラ29、30の傾転状態並びにトラニオン45の変位状態に応じて変位することになるが、トラニオン45の変位状態はパワーローラ29、30の傾転状態とマクロ的に一意な関係にあるので、フィードバックリンク53の係合部材55は、凡そパワーローラ29、30の傾転状態に応じて前記Z軸方向に変位する。この係合部材55の変位はフィードバックリンク53の揺動運動を経て、前記ボール57の図示左右方向、即ち図中に示すX軸方向への変位に変換される。従って、前記トラニオン45の軸部47、プリセカム52、係合部材55及びボール57を含むフィードバックリンク53が本発明のフィードバック機構を構成する。

【0022】次に、変速指令値に応じた変速比を達成するために前記流体圧シリンダ48の各流体室50、51への流体圧を制御するサーボ機構を図3に示す。前記フィードバックリンク53の他端に設けられたボール57は、その球面が摺動するように、リンク機構を構成するリンクアーム58の一端に形成されている係合部59に係合する。また、このリンクアーム58の他端には個別の係合部60が形成され、この係合部60に、減速機構や送りネジ機構等からなる駆動機構61を介してステップモータ62により前記ボール57の変位の方向、つまりX軸方向に変位するスライダ63の突出先端部に設けられたピン64が係合している。そして、このリンクアーム58の中央部は、ピン65を介して流体圧制御弁66内を摺動するスプール67が連結されている。なお、前記ステップモータ62からスライダ63、ピン64までをアクチュエータ69として扱う。

【0023】次に、前記流体圧制御弁66の詳細を図4に示す。この流体圧制御弁66のバルブボディ68には、ポンプに連通しているポンプポート70がスプール67の摺動方向中央部に形成され、その図示右方側には、前記各流体圧シリンダ48のロー側流体室51に連通してロー側流体圧 $P_{Lo}$ を制御するロー側ポート71が



形成され、また前記ポンプポート70の図示左方には、前記各流体圧シリンダ48のハイ側流体室50に連通してハイ側流体圧 $P_{Hi}$ を制御するハイ側ポート72が形成されている。また、前記ロー側ポート71の図示右方側及びハイ側ポート72の図示左方側には、夫々、ドレンポート73、74が形成されている。

【0024】前記流体圧制御弁66内に摺動可能に配設されたスプール67は、三つのランド75、76、77と、それらの間に形成された二つのグループ78、79とを備える。図4は、変速指令値が変速比中間程度で、10 実際の変速比も当該変速指令値に対応した安定状態或いは定常状態を示しており、このような状態で、前記スプール67の二つのグループ78、79は、前記ロー側ポート71並びにハイ側ポート72の夫々に開口しているが、摺動方向中央のランド76は前記ポンプポート70を閉塞し、摺動方向両端部のランド75、77は、夫々、前記二つのドレンポート73、74を閉塞している10 ので、前記各流体圧シリンダ48のロー側流体室51及びハイ側流体室50内の流体圧 $P_{Lo}$ 、 $P_{Hi}$ は、そのときの圧力で封入されている。なお、これ以後、前記リンク機構を構成するリンクアーム58は、前記ステップモータ62を含むアクチュエータ69との連結点 $O_A$ 、フィードバック機構であるフィードバックリンク53との連結点 $O_F$ 、流体圧制御弁66のスプール67との連結点 $O_S$ を結ぶ線分で図中に略記する。

【0025】このように変速指令値が変速比中間程度で安定している状態から、例えば変速指令値が変速比の小さい方向に変化すると、図5に示すようにアクチュエータ69とリンクアーム58との連結点 $O_A$ が図示右方の指令位置まで変位する。このときには実際の変速比は変10 化しておらず、フィードバックリンク53とリンクアーム58との連結点 $O_F$ は図示中央のフィードバック位置のままである。すると、流体圧制御弁66のスプール67とリンクアーム58との連結点 $O_S$ が図示右方に変位し、それに伴ってスプール67も図示上半部に示すように図示右動する。これにより、図示左方のグループ78が前記ポンプポート70とハイ側ポート72とを連通して、前記各流体圧シリンダ48のハイ側流体室50にハイ側流体圧 $P_{Hi}$ を供給すると共に、図示右方のグループ79は前記ロー側ポート71をドレンポート73に連通10 するので、各流体圧シリンダ48のロー側流体室51のロー側流体圧 $P_{Lo}$ はドレンされる。その結果、前記第1及び第2トロイダル変速機構10、11の実際の変速比が当該変速指令値に一致してアップシフトが完了すると、そのときのパワーローラ29、30の傾転状態が前記フィードバック機構によってフィードバックされ、前記フィードバックリンク53とリンクアーム58との連結点 $O_F$ が図示左方のフィードバック位置に変位するので、このフィードバック位置と前記指令位置とを結ぶリンクアーム58上で、前記流体圧制御弁66のスプール

67との連結点 $O_S$ は、前記安定状態の位置に復帰し、前述と同様に各流体室50、51内の流体圧 $P_{Hi}$ 、 $P_{Lo}$ が封入されて安定する。

【0026】また、例えば変速指令値が変速比の大きい方向に変化すると、アクチュエータ69とリンクアーム58との連結点 $O_A$ が図示左方の指令位置まで変位し、それに伴って流体圧制御弁66のスプール67とリンクアーム58との連結点 $O_S$ が図示左方に変位し、それに伴ってスプール67も図示下半部に示すように図示右動する。これにより、図示右方のグループ79が前記ポンプポート70とロー側ポート71とを連通して、前記各流体圧シリンダ48のロー側流体室51にロー側流体圧 $P_{Lo}$ を供給すると共に、図示左方のグループ78は前記10 ハイ側ポート72をドレンポート74に連通するので、各流体圧シリンダ48のハイ側流体室50のハイ側流体圧 $P_{Hi}$ はドレンされる。その結果、前記第1及び第2トロイダル変速機構10、11の実際の変速比が当該変速指令値に一致してダウンシフトが完了すると、そのときのパワーローラ29、30の傾転状態をフィードバックする前記フィードバックリンク53とリンクアーム58との連結点 $O_A$ が図示右方のフィードバック位置に変位するので、このフィードバック位置と前記指令位置とを結ぶリンクアーム58上で、前記流体圧制御弁66のスプール67との連結点 $O_S$ は、前記安定状態の位置に復帰し、前述と同様に各流体室50、51内の流体圧 $P_{Hi}$ 、 $P_{Lo}$ が封入されて安定する。

【0027】なお、前記図中に示す図示右方の指令位置及び図示左方のフィードバック位置は、制御可能な車両減速度が最も小さい状態、つまり制御可能な最ハイ状態 $O_{AHi}$ 、 $O_{FHi}$ であり、図示左方の指令位置及び図示右10 方のフィードバック位置は、同じく制御可能な車両減速度が最も大きい状態、つまり制御可能な最ロー状態 $O_{ALo}$ 、 $O_{FLo}$ である。また、通常の変速指令値追従制御がなされているときには、前記流体圧制御弁66とリンクアーム58との連結点 $O_S$ はさほど大きく変位しないことが分かる。

【0028】このトロイダル型無段変速機で達成される変速比は、従来既存の自動変速機に類似しており、一般的には車速が小さいほど、変速比が大きくなるようになっている。従って、通常変速比制御終了後の停車時の変速比は最ローであり、アクチュエータ69とリンクアーム58との連結点 $O_A$ は、前記最ロー状態 $O_{ALo}$ の指令位置にあり、本来は、フィードバックリンク53とリンクアーム58との連結点 $O_F$ も、前記最ロー状態 $O_{FLo}$ のフィードバック位置にあって、前述のように流体圧制御弁66のスプール67との連結点 $O_S$ は、前記安定状態の位置にあるはずである。

【0029】ところが、エンジンが停止していると、前記サーボ機構に流体圧が供給されないから、変速指令値への追従制御ができない。この状態で、例えば車両を牽

引すると、前記出力軸33に連結された出力ディスク18, 20が強制的に回転され、それに伴ってパワーローラ29, 30も回転され、エンジンからの入力のない入力ディスク17, 29も回転される。このとき、入力ディスク17, 19には、前記皿バネ42, 43等による予圧力やトルクコンバータ4, エンジン等の負荷などの影響でフリクション、つまり摩擦力が作用しており、そのためそれら入力ディスク17, 19の回転速度が出力ディスク18, 20の回転速度より小さいという状況が発生し、それらに同時に摩擦接触しているパワーローラ29, 30が自動的にハイ側に傾転する。その結果、図6に示すように、前記アクチュエータ69とリンクアーム58との連結点O<sub>A</sub>は前記最ロー状態O<sub>ALO</sub>の指令位置にあるのに、フィードバックリンク53とリンクアーム58との連結点O<sub>F</sub>は前記最高状態O<sub>FHi</sub>、或いは更にハイ状態のフィードバック位置になってしまう。もし、この状態のまま発進しようとするときと実際の変速比が最高状態であることから発進加速性が低下することが想定される。

【0030】これに対して、本実施形態では、このようにアクチュエータ69とリンクアーム58との連結点O<sub>A</sub>、即ちアクチュエータ69の指令位置が最ロー状態O<sub>ALO</sub>にあるのに、フィードバックリンク53とリンクアーム58との連結点、即ちフィードバック機構のフィードバック位置が最高状態O<sub>FHi</sub>にあるとき、図6の図示下半部に示すように、前記流体圧制御弁66のスポール67の右方のグループ79によってポンプポート70がロー側ポート71に連通され、左方のグループ78によってハイ側ポート72はドレンポート74に連通されることから、例えばエンジンが始動されて再びサーボ機構に流体圧が供給されると、各流体圧シリンダ48のロー側流体室51にロー側流体圧P<sub>Lo</sub>が供給されることになる。トロイダル型無段変速機の構造上、実際の変速は、出力ディスクが回転しないと行われないが、次の発進時には、各トロイダル変速機構の変速比が即座に最ロー側に変化するので、発進加速性を確保することができる。

【0031】一方、本実施形態では、アクチュエータ69とリンクアーム58との連結点O<sub>A</sub>、即ちアクチュエータ69の指令位置が最高状態O<sub>AHi</sub>にあるのに、フィードバックリンク53とリンクアーム58との連結点O<sub>F</sub>、即ちフィードバック機構のフィードバック位置が最ロー状態O<sub>FLo</sub>にあるとき、図6の図示上半部に示すように、前記流体圧制御弁66のスポール67の左方のグループ78によってポンプポート70がロー側ポート71に連通され、左方のランド75が抜けることによってハイ側ポート72はドレンポート74に連通される。従って、このような状態では、アクチュエータ69の指令位置が最高状態であるにも係わらず、各トロイダル変速機構10, 11の変速比は最ロー側に固定されるこ

とになる。

【0032】ところが、このようなアクチュエータの指令位置が最ハイ状態にあるのに、フィードバック機構のフィードバック位置が最ロー状態になることは、少なくともシステムが正常にあるときには発生し得ない。つまり、このような状態は、例えば前記各流体圧シリンダ48への供給圧が低下して、所望する出力を得られないといった異常時にのみ発生する。従って、本実施形態では、このような異常時に変速比を最ロー側に固定することで、乗員にシステムの異常を認識させることができる。

【0033】勿論、流体圧制御弁の構成によっては、アクチュエータの指令位置が最ハイ状態で且つフィードバック機構のフィードバック位置が最ロー状態にあるときに、前記流体圧シリンダ48のハイ側流体室50に流体圧を供給するようにして、制御可能な状態に復帰させるようにすることも可能である。しかしながら、そのようにするためには、そのような状態でのみ作用するためのポートをバルブボディに形成しなければならず、同時にそのポートを開閉制御するためのグループやランドをスポールに形成しなければならないことから流体圧制御弁が大型になり、レイアウト上の制約を受けてしまう。これに対して、本実施形態では流体圧制御弁をコンパクト化することができ、レイアウト上の制約を受けにくいというメリットがある。

【0034】また、前述したように、例えば本実施形態のサーボ機構のようにリンク機構をレイアウトすると、通常の変速比制御時には、前記流体圧制御弁66とリンクアーム58との連結点O<sub>S</sub>の変位が小さいのに対し、図6に示すような、通常の変速比制御でないときの変位が大きいことから、当該流体圧制御弁66とリンクアーム58との連結点O<sub>S</sub>の変位を機械的に規制することが考えられるが、そのようにするためには、例えば前述の牽引時に発生する大きな入力に耐えられるように、リンクアーム58やそれを規制する部材の機械的強度を高める必要があり、通常は各部材が大型化するためにレイアウト上の制約を受けてしまう。その点からも、本実施形態ではレイアウト上の制約を受けにくい。

【0035】なお、前記流体圧サーボ機構は前記実施形態に限定されるものではない。また、流体圧制御弁の構成も前記実施形態に限定されるものではない。要するに、アクチュエータの指令位置が変速比最大状態で且つフィードバック機構のフィードバック位置が変速比最小状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給し、且つアクチュエータの指令位置が変速比最小状態で且つフィードバック機構のフィードバック位置が変速比最大状態であるときに変速比を大きくする側に摩擦ローラを傾転させる流体圧を供給することで、前述と同様の効果を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

13

14

【図1】トロイダル型無段変速機の一例を示す縦断面図である。

【図2】図1のトロイダル型無段変速機に用いられる摩擦ローラの支持機構、流体圧シリンダ、フィードバック機構の構成図である。

【図3】図1のトロイダル型無段変速機に用いられるアクチュエータ、フィードバック機構、流体圧制御弁のリンク機構の構成図である。

【図4】図3の流体圧制御弁の構成図である。

【図5】図4の流体圧制御弁の作用説明図である。

【図6】図4の流体圧制御弁の作用説明図である。

【符号の説明】

1はトランスミッションケース

2は入力軸

3は回転軸

4はトルクコンバータ

9は前後進切換機構

10は第1トロイダル変速機構

11は第2トロイダル変速機構

16はボールスプライン

17は入力ディスク

18は出力ディスク

19は入力ディスク

20は出力ディスク

21はボールスプライン

22は出力ギヤ

29はパワーローラ（摩擦ローラ）

30はパワーローラ（摩擦ローラ）

40はナット

42は皿バネ

43は皿バネ

45はトラニオン（支持機構）

47は軸部

48は流体圧シリンダ

50はハイ側流体室

51はロー側流体室

10 52はプリセカム（フィードバック機構）

53はフィードバックリンク（フィードバック機構）

54は案内溝（フィードバック機構）

58はリンクアーム（リンク機構）

62はステップモータ（アクチュエータ）

66は流体圧制御弁

67はスプール

69はアクチュエータ

70はポンプポート

71はロー側ポート

20 72はハイ側ポート

73はドレンポート

74はドレンポート

75はランド

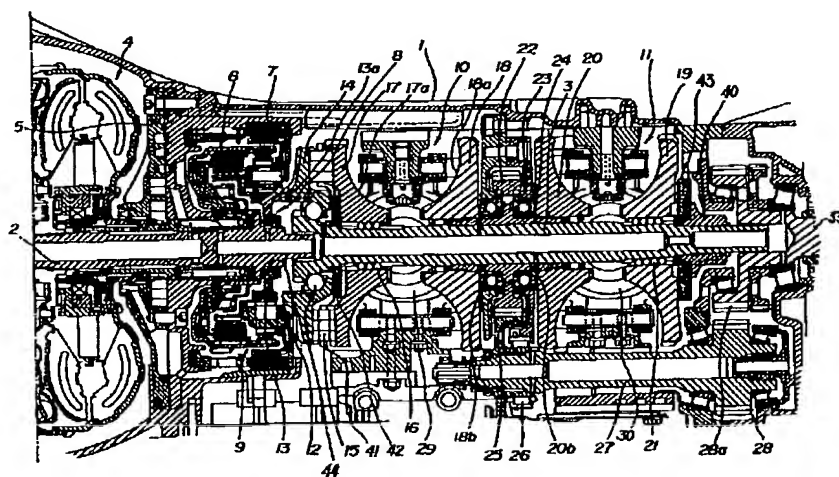
76はランド

77はランド

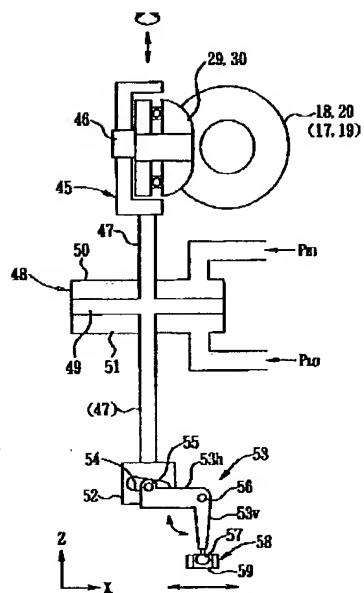
78はグリーブ

79はグリーブ

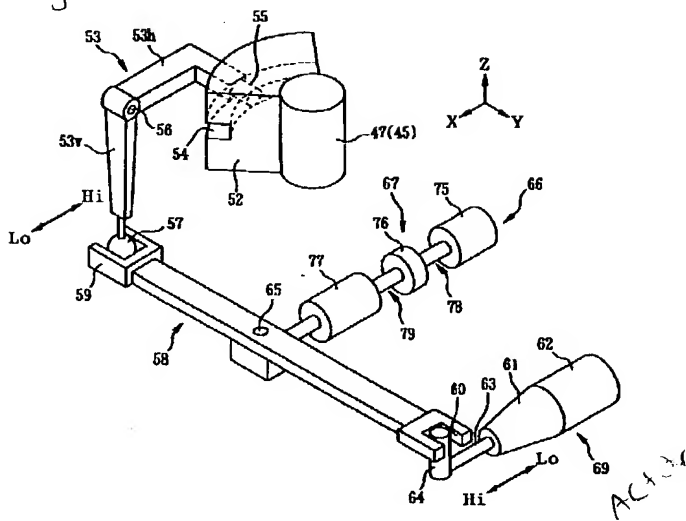
【図1】



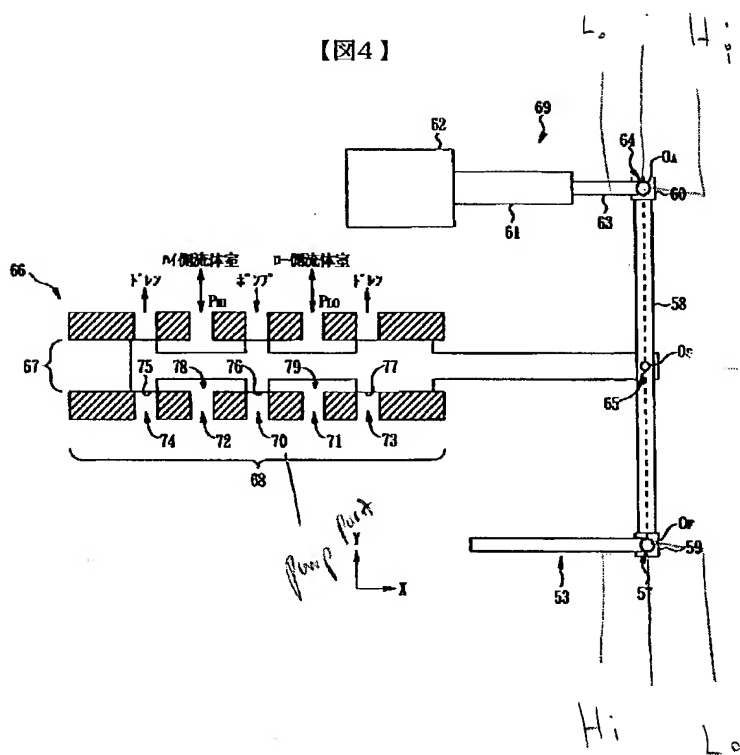
【図2】



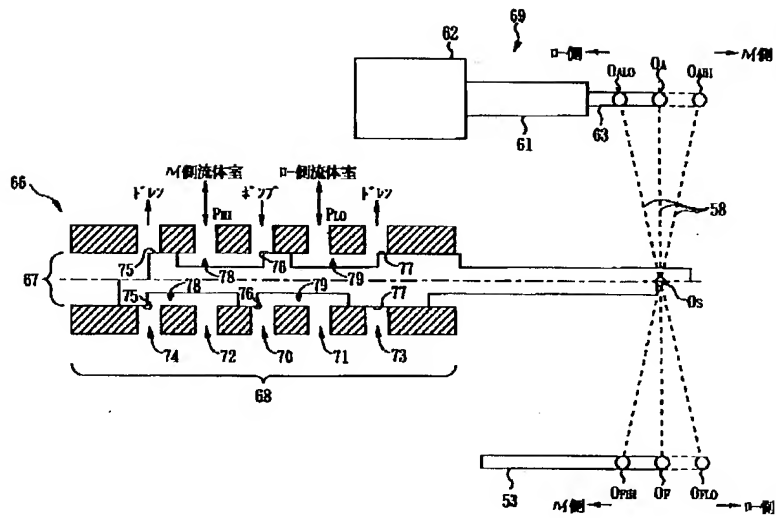
【図3】



【図4】



【図5】



【図6】

